



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106553532 B

(45)授权公告日 2019.11.08

(21)申请号 201510624508.3

(22)申请日 2015.09.25

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106553532 A

(43)申请公布日 2017.04.05

(73)专利权人 比亚迪股份有限公司
地址 518118 广东省深圳市坪山新区比亚
迪路3009号

(72)发明人 杨冬生 廉玉波 张金涛 罗红斌

(74)专利代理机构 北京清亦华知识产权代理事
务所(普通合伙) 11201

代理人 黄德海

(51)Int.Cl.
B60K 17/16(2006.01)

(56)对比文件

CN 202507917 U,2012.10.31,
CN 204095509 U,2015.01.14,
DE 102012216404 A1,2014.03.20,
DE 102012216410 A1,2014.03.20,
DE 102012216413 A1,2014.03.20,
DE 102012219212 A1,2014.04.24,

审查员 张小慧

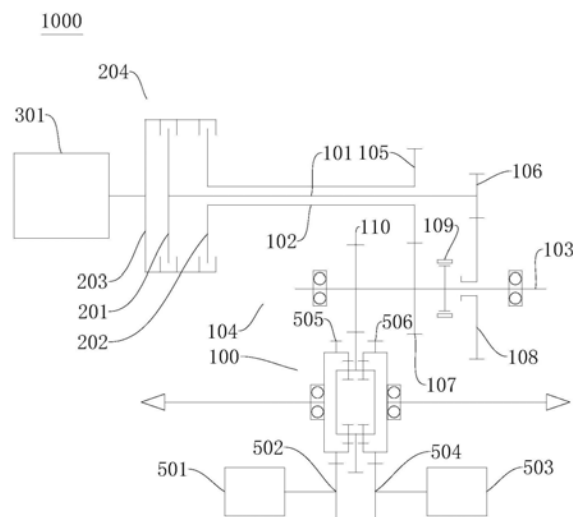
权利要求书3页 说明书15页 附图13页

(54)发明名称

动力驱动系统及具有其的车辆

(57)摘要

本发明公开了一种动力驱动系统和车辆。该动力驱动系统包括：差速器，差速器由输入部、第一和第二行星架、第一和第二行星轮、第一和第二齿圈组成，第一和第二行星轮分别与第一和第二行星架连接，第一和第二行星轮分别与第一和第二齿圈啮合，第二行星轮还与第一行星轮啮合，输入部、第一行星架和第二行星架同轴联动；动力输出轴，动力输出轴设置成与输入部联动；多个输入轴，多个输入轴中的其中一个输入轴可选择性地与动力输出轴联动，其余的输入轴设置成与动力输出轴联动；第一和第二电动发电机，第一电动发电机与第一齿圈联动，第二电动发电机与第二齿圈联动。本发明的动力驱动系统的差速器利用行星差速原理实现差速功能，结构紧凑、简单。



1. 一种动力驱动系统,其特征在于,包括:

差速器,所述差速器由第一行星架、第一行星轮、第一齿圈、第二行星架、第二行星轮、第二齿圈和输入部组成,所述第一行星轮与所述第一行星架相连,所述第一行星轮与所述第一齿圈啮合,所述第二行星轮与所述第二行星架相连,所述第二行星轮与所述第二齿圈啮合且所述第二行星轮还与所述第一行星轮啮合,其中所述第一齿圈和所述第二齿圈构成所述差速器的两个动力输出端,所述输入部、所述第一行星架和所述第二行星架同轴布置且所述输入部分别与所述第一行星架和所述第二行星架联动;所述第一齿圈和所述第二齿圈中的每一个均包括:环形侧壁部和环形凸缘部,所述环形侧壁部的内壁面上设置有用于与行星轮啮合的多个齿,所述环形凸缘部分别设置在两个齿圈的所述环形侧壁部的端面上且彼此相对地延伸,所述环形凸缘部的内径大于所述环形侧壁部的内径;

动力输出轴,所述动力输出轴设置成与所述输入部联动;

多个输入轴,所述多个输入轴中的其中一个输入轴设置成可选择性地与所述动力输出轴联动,其余的所述输入轴设置成与所述动力输出轴联动;

第一电动发电机和第二电动发电机,所述第一电动发电机与所述第一齿圈联动,所述第二电动发电机与所述第二齿圈联动。

2. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一行星轮与所述第二行星轮在轴向上部分重叠。

3. 根据权利要求2所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一行星轮包括:第一齿部和第二齿部,所述第二行星轮包括:第三齿部和第四齿部,所述第一齿部与所述第一齿圈啮合,所述第二齿部与所述第三齿部在所述轴向上对应重叠且啮合配合,所述第四齿部与所述第二齿圈啮合。

4. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一行星轮和第二行星轮均为圆柱齿轮。

5. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一齿圈和所述第二齿圈对称设置,所述第一齿圈和所述第二齿圈中的每一个均包括:

主体平板部和设置在所述主体平板部的外周沿的环形侧壁部,所述环形侧壁部的内壁面上设置有多个齿,所述主体平板部与所述环形侧壁部之间限定出空腔,所述第一齿圈的空腔和所述第二齿圈的空腔朝向彼此以构成安装空间,所述第一行星架和所述第一行星轮以及所述第二行星架和所述第二行星轮收纳在所述安装空间内。

6. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述输入部构造为输入端齿轮,所述输入端齿轮构造为环形且套设在所述第一齿圈和所述第二齿圈外表面。

7. 根据权利要求6所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一齿圈与所述第二齿圈之间设置有间隙,所述输入端齿轮环绕并遮盖所述间隙。

8. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,还包括:中间连接结构,所述中间连接结构用于将所述第一行星架、所述第二行星架连接至所述输入部,所述中间连接结构包括:第一连接支架和第二连接支架,所述第一连接支架用于连接所述第一行星架与所述输入部,所述第二连接支架用于连接所述第二行星架与所述输入部,其中所述第一连接支架和所述第二连接支架中的每一个均包括:

中心本体部和延伸臂部,所述延伸臂部为多个且设置在所述中心本体部的外周面上,

所述多个延伸臂部以所述中心本体部为中心且呈放射状分布,其中所述延伸臂部用于与所述输入部相连。

9. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,每个所述第一行星轮具有一个第一行星轮轴,所述第一行星轮轴的两个端部分别与所述第一行星架和所述第二行星架相连,每个所述第二行星轮具有一个第二行星轮轴,所述第二行星轮轴的两个端部分别与所述第一行星架和所述第二行星架相连。

10. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一行星轮的公转半径与所述第二行星轮的公转半径相同;

所述第一行星架和所述第二行星架间隔开,所述第一行星轮和所述第二行星轮以直接啮合的形式被配置在所述第一行星架和所述第二行星架之间,从而使得所述第一行星架和所述第二行星架分别位于所述第一行星轮和所述第二行星轮的相对外侧;

所述环形凸缘部外径与所述环形侧壁部的外径大体相等,或者所述环形凸缘部的内径与所述环形侧壁部的外径大体相等从而使得所述环形凸缘部在径向上向外突出所述环形侧壁部。

11. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,还包括:发动机,所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个。

12. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力输出轴上设置有动力输出轴输出齿轮,所述动力输出轴输出齿轮与所述输入部啮合传动。

13. 根据权利要求12所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力输出轴输出齿轮与所述输入部构成主减速器,其中所述动力输出轴输出齿轮构造为主减速器主动齿轮,所述输入部构造为主减速器从动齿轮。

14. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力输出轴上空套设置有空套从动齿轮,所述空套从动齿轮与所述其中一个输入轴联动,所述动力驱动系统还包括同步器,所述同步器设置成用于同步所述动力输出轴与所述空套从动齿轮。

15. 根据权利要求14所述的动力驱动系统,其特征在于,所述同步器设置在所述动力输出轴上且用于接合所述空套从动齿轮。

16. 根据权利要求14所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力输出轴上固定设置有固定从动齿轮,所述固定从动齿轮与所述其余的输入轴联动。

17. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力输出轴上空套设置有空套从动齿轮以及固定设置有固定从动齿轮,所述动力驱动系统还包括同步器:所述同步器设置成用于同步所述动力输出轴与所述空套从动齿轮;

每个所述输入轴上固定设置有固定主动齿轮,所述空套从动齿轮和所述固定从动齿轮分别与对应的固定主动齿轮啮合。

18. 根据权利要求17所述的动力驱动系统,其特征在于,所述多个输入轴包括:

第一输入轴和第二输入轴,所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上,所述固定主动齿轮包括:固定在第一输入轴上的第一固定主动齿轮以及固定在第二输入轴上的第二固定主动齿轮。

19. 根据权利要求18所述的动力驱动系统,其特征在于,还包括:

发动机;以及

双离合器,所述双离合器包括:第一接合部分、第二接合部分和第三接合部分,所述第三接合部分设置成可选择性地接合所述第一接合部分与所述第二接合部分中的至少一个,所述发动机与所述第三接合部分相连,所述第一输入轴与所述第一接合部分相连,所述第二输入轴与所述第二接合部分相连。

20. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一齿圈的外周面上设置有第一外齿,所述第二齿圈的外周面上设置有第二外齿,所述第一电动发电机与所述第一外齿联动,所述第二电动发电机与所述第二外齿联动。

21. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一电动发电机与所述第二电动发电机关于所述差速器左右对称分布。

22. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,还包括:第三电动发电机,所述第三电动发电机设置成与所述其中一个输入轴联动。

23. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述动力驱动系统包括:变速器和发动机,所述变速器包括第一输入轴、第二输入轴和第三输入轴,所述第三输入轴套设在所述第二输入轴上,所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上,所述发动机与所述第一输入轴、所述第二输入轴和所述第三输入轴之间通过三离合器相连。

24. 根据权利要求1所述的动力驱动系统,其特征在于,所述第一齿圈与左前轮联动,所述第二齿圈与右前轮联动;

所述动力驱动系统还包括:

第四电动发电机和第五电动发电机,所述第四电动发电机与左后轮联动,所述第五电动发电机与右后轮联动;以及

防滑同步器,所述防滑同步器设置成可选择性地同步所述左后轮和右后轮,从而使得所述左后轮和所述右后轮同步旋转。

25. 一种车辆,其特征在于,包括根据权利要求1-24中任一项所述的动力驱动系统。

动力驱动系统及具有其的车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于车辆的动力驱动系统、具有该动力驱动系统的车辆。

背景技术

[0002] 发明人所了解的一种差速器技术中,差速器包括主减速器的从动齿轮(主减从动齿轮)、行星齿轮、中心轮等,行星齿轮通过方轴、轴套安装在从动齿轮的副板上,且与中心轮啮合,用转动副和平面移动副实现其转动和移动功能,中心轮通过角向定位销和圆柱副或花键与左右两半轴连接,达到输出转矩的目的。这种差速器取消了原有的差速器左右壳体、行星齿轮轴等构件,改用方轴和轴套直接将行星轮安装在主减速器的从动齿轮的副板上,有效地减少了差速器的零件数目,简化了结构、减轻了重量。

[0003] 但是,这种差速器利用了对称式锥齿轮结构实现轮间差速,只是针对传统的对称式锥齿轮差速器的部分创新,并不能真正解决这种差速器结构轴向尺寸过大、壳体及锥齿轮质量大以及可靠性相对偏差的缺点。

发明内容

[0004] 本发明旨在至少在一定程度上解决现有技术中的上述技术问题之一。

[0005] 为此,本发明提出了一种动力驱动系统,该动力驱动系统的差速器利用行星差速原理实现差速功能,结构紧凑、简单。

[0006] 本发明还提出了一种具有该动力传动系统的车辆。

[0007] 根据本发明实施例的动力驱动系统,包括:差速器,由第一行星架、第一行星轮、第一齿圈、第二行星架、第二行星轮、第二齿圈和输入部组成,所述第一行星轮与所述第一行星架相连,所述第一行星轮与所述第一齿圈啮合,所述第二行星轮与所述第二行星架相连,所述第二行星轮与所述第二齿圈啮合且所述第二行星轮还与所述第一行星轮啮合,其中所述第一齿圈和所述第二齿圈构成所述差速器的两个动力输出端,所述输入部、所述第一行星架和所述第二行星架同轴布置且所述输入部分别与所述第一行星架和所述第二行星架联动;多个输入轴,所述多个输入轴中的其中一个输入轴设置成可选择性地与所述动力输出轴联动,其余的所述输入轴设置成与所述动力输出轴联动;第一电动发电机和第二电动发电机,所述第一电动发电机与所述第一齿圈联动,所述第二电动发电机与所述第二齿圈联动。

[0008] 根据本发明实施例的动力驱动系统的差速器利用行星差速原理实现差速功能,结构紧凑、简单。

[0009] 另外,根据本发明实施例的动力驱动系统还可以具有如下附加技术特征:

[0010] 根据本发明的一些实施例,动力驱动系统还包括:发动机,所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个。

[0011] 根据本发明的一些实施例,所述动力输出轴上设置有动力输出轴输出齿轮,所述动力输出轴输出齿轮与所述输入部啮合传动。

[0012] 根据本发明的一些实施例,所述动力输出轴输出齿轮与所述输入部构成主减速器,其中所述动力输出轴输出齿轮构造为主减速器主动齿轮,所述输入部构造为主减速器从动齿轮。

[0013] 根据本发明的一些实施例,所述动力输出轴上空套设置有空套从动齿轮,所述空套从动齿轮与所述其中一个输入轴联动,所述动力驱动系统还包括同步器,所述同步器设置成用于同步所述动力输出轴与所述空套从动齿轮。

[0014] 根据本发明的一些实施例,所述同步器设置在所述动力输出轴上且用于接合所述空套从动齿轮。

[0015] 根据本发明的一些实施例,所述动力输出轴上固定设置有固定从动齿轮,所述固定从动齿轮与所述其余的输入轴联动。

[0016] 根据本发明的一些实施例,所述动力输出轴上空套设置有空套从动齿轮以及固定设置有固定从动齿轮,所述动力驱动系统还包括同步器:所述同步器设置成用于同步所述动力输出轴与所述空套从动齿轮;

[0017] 每个所述输入轴上固定设置有固定主动齿轮,所述空套从动齿轮和所述固定从动齿轮分别与对应的固定主动齿轮啮合。

[0018] 根据本发明的一些实施例,所述多个输入轴包括:

[0019] 第一输入轴和第二输入轴,所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上,所述固定主动齿轮包括:固定在第一输入轴上的第一固定主动齿轮以及固定在第二输入轴上的第二固定主动齿轮。

[0020] 根据本发明的一些实施例,动力驱动系统还包括:

[0021] 发动机;以及

[0022] 双离合器,所述双离合器包括:第一接合部分、第二接合部分和第三接合部分,所述第三接合部分设置成可选择性地接合所述第一接合部分与所述第二接合部分中的至少一个,所述发动机与所述第三接合部分相连,所述第一输入轴与所述第一接合部分相连,所述第二输入轴与所述第二接合部分相连。

[0023] 根据本发明的一些实施例,所述第一齿圈的外周面上设置有第一外齿,所述第二齿圈的外周面上设置有第二外齿,所述第一电动发电机与所述第一外齿联动,所述第二电动发电机与所述第二外齿联动。

[0024] 根据本发明的一些实施例,所述第一电动发电机与所述第二电动发电机关于所述差速器左右对称分布。

[0025] 根据本发明的一些实施例,动力驱动系统还包括:第三电动发电机,所述第三电动发电机设置成与所述其中一个输入轴联动。

[0026] 根据本发明的一些实施例,所述第一行星轮与所述第二行星轮在轴向上部分重叠。

[0027] 根据本发明的一些实施例,所述第一行星轮包括:第一齿部和第二齿部,所述第二行星轮包括:第三齿部和第四齿部,所述第一齿部与所述第一齿圈啮合,所述第二齿部与所述第三齿部在所述轴向上对应重叠且啮合配合,所述第四齿部与所述第二齿圈啮合。

[0028] 根据本发明的一些实施例,所述第一行星轮和第二行星轮均为圆柱齿轮。

[0029] 根据本发明的一些实施例,所述第一齿圈和所述第二齿圈为对称结构,所述第一

齿圈和所述第二齿圈中的每一个均包括：

[0030] 主体平板部和设置在所述主体平板部的外周沿的环形侧壁部，所述环形侧壁部的内壁面上设置有多个齿，所述主体平板部与所述环形侧壁部之间限定出空腔，所述第一齿圈的空腔和所述第二齿圈的空腔朝向彼此以构成安装空间，所述第一行星架和所述第一行星轮以及所述第二行星架和所述第二行星轮收纳在所述安装空间内。

[0031] 根据本发明的一些实施例，所述输入部构造为输入端齿轮，所述输入端齿轮构造为环形且套设在所述第一齿圈和所述第二齿圈外表面。

[0032] 根据本发明的一些实施例，所述第一齿圈与所述第二齿圈之间设置有间隙，所述输入端齿轮环绕并遮盖所述间隙。

[0033] 根据本发明的一些实施例，动力驱动系统还包括：中间连接结构，所述中间连接结构用于将所述第一行星架、所述第二行星架连接至所述输入部，所述中间连接结构包括：第一连接支架和第二连接支架，所述第一连接支架用于连接所述第一行星架与所述输入部，所述第二连接支架用于连接所述第二行星架与所述输入部，其中所述第一连接支架和所述第二连接支架中的每一个均包括：

[0034] 中心本体部和延伸臂部，所述延伸臂部为多个且设置在所述中心本体部的外周面上，所述多个延伸臂部以所述中心本体部为中心且呈放射状分布，其中所述延伸臂部用于与所述输入部相连。

[0035] 根据本发明的一些实施例，每个所述第一行星轮配置有一个第一行星轮轴，所述第一行星轮轴的两个端部分别与所述第一行星架和所述第二行星架相连，每个所述第二行星轮配置有一个第二行星轮轴，所述第二行星轮轴的两个端部分别与所述第一行星架和所述第二行星架相连。

[0036] 根据本发明的一些实施例，所述第一行星轮的公转半径与所述第二行星轮的公转半径相同。

[0037] 根据本发明的一些实施例，所述变速器包括第一输入轴、第二输入轴和第三输入轴，所述第三输入轴套设在所述第二输入轴上，所述第二输入轴套设在所述第一输入轴上，所述发动机与所述第一输入轴、所述第二输入轴和所述第三输入轴之间通过三离合器相连。

[0038] 根据本发明的一些实施例，所述第一齿圈与左前轮联动，所述第二齿圈与右前轮联动；

[0039] 所述动力驱动系统还包括：

[0040] 第四电动发电机和第五电动发电机，所述第四电动发电机与左后轮联动，所述第五电动发电机与右后轮联动；以及

[0041] 防滑同步器，所述防滑同步器设置成可选择性地同步所述左后轮和右后轮，从而使得所述左后轮和所述右后轮同步旋转。

[0042] 根据本发明实施例的车辆，包括上述实施例的动力驱动系统。

附图说明

[0043] 图1是根据本发明实施例的差速器的爆炸图；

[0044] 图2是根据本发明实施例的差速器的另一视角的爆炸图；

- [0045] 图3是根据本发明实施例的差速器的立体图；
- [0046] 图4是根据本发明实施例的差速器的平面原理简图；
- [0047] 图5是根据本发明实施例的差速器的立体图，其中未示出第二行星架和第二齿圈等；
- [0048] 图6是第一行星轮和第二行星轮的啮合示意图；
- [0049] 图7是第一行星轮和第二行星轮的啮合原理简图；
- [0050] 图8是根据本发明实施例的第一齿圈或第二齿圈的立体图；
- [0051] 图9是根据本发明另一个实施例的第一齿圈或第二齿圈的立体图；
- [0052] 图10是根据本发明一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0053] 图11是根据本发明另一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0054] 图12是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0055] 图13是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0056] 图14是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0057] 图15是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0058] 图16是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0059] 图17是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0060] 图18是根据本发明再一个实施例的动力驱动系统的示意图；
- [0061] 图19是根据本发明实施例的车辆的示意图。

具体实施方式

[0062] 下面详细描述本发明的实施例，所述实施例的示例在附图中示出，其中自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本发明，而不能理解为对本发明的限制。

[0063] 在本发明的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“纵向”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”“内”、“外”、“顺时针”、“逆时针”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本发明和简化描述，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本发明的限制。

[0064] 此外，术语“第一”、“第二”仅用于描述目的，而不能理解为指示或暗示相对重要性或者隐含指明所指示的技术特征的数量。由此，限定有“第一”、“第二”的特征可以明示或者隐含地包括一个或者更多个该特征。在本发明的描述中，“多个”的含义是至少两个，例如两个，三个等，除非另有明确具体的限定。

[0065] 在本发明中，除非另有明确的规定和限定，术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语应做广义理解，例如，可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或成一体；可以是机械连接，也可以是电连接或可以互相通讯；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连，可以是两个元件内部的连通或两个元件的相互作用关系。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0066] 在本发明中，除非另有明确的规定和限定，第一特征在第二特征之“上”或之“下”可以包括第一和第二特征直接接触，也可以包括第一和第二特征不是直接接触而是通过它

们之间的另外的特征接触。而且,第一特征在第二特征“之上”、“上方”和“上面”包括第一特征在第二特征正上方和斜上方,或仅仅表示第一特征水平高度高于第二特征。第一特征在第二特征“之下”、“下方”和“下面”包括第一特征在第二特征正下方和斜下方,或仅仅表示第一特征水平高度小于第二特征。

[0067] 下面将参照附图详细描述根据本发明实施例的动力驱动系统1000,该动力驱动系统1000可应用于车辆中。

[0068] 如图10-图16所示,根据本发明一些实施例的动力驱动系统1000主要包括差速器100、变速器104、第一电动发电机501和第二电动发电机503。

[0069] 下面首先根据图示实施例对差速器100的具体结构进行详细描述,对于动力驱动系统1000的其它构造将在详细介绍差速器100构造之后描述。

[0070] 下面结合图1-图9对根据本发明实施例的差速器100进行详细描述,该差速器100可以用于轮间差速或轴间差速,以用于轮间差速为例,该差速器100能够使左右驱动车轮在车辆转弯行驶或在不平路面行驶时以不同的角速度滚动,以保证两侧驱动轮与地面间作纯滚动运动。

[0071] 如图1所示,根据本发明实施例的差速器100由输入部3、第一行星架11、第一行星轮12和第一齿圈13以及第二行星架21、第二行星轮22和第二齿圈23组成。

[0072] 结合图1和图2的实施例,第一行星架11和第二行星架21均可以构造为圆形的板状结构,这样可以在一定程度上减少差速器100的轴向尺寸。在一些实施例中,第一行星架11和第二行星架21可为分体式结构,由于单独小部件成型相对容易,因此将第一行星架11和第二行星架21分别单独加工可以简化制造工艺、提高加工精度。

[0073] 如图1-图2且结合图6所示,第一行星轮12设置在第一行星架11上,例如,每个第一行星轮12具有一个第一行星轮轴14,第一行星轮轴14的两个端部分别可转动地支承在第一行星架11和第二行星架21上,如第一行星轮轴14的两个端部可通过轴承而可转动地支承在第一行星架11和第二行星架21上彼此对应的轴孔内,此时第一行星轮12可固定于对应的第一行星轮轴14上。当然,第一行星轮轴14的两个端部与第一行星架11和第二行星架21也可以是固定连接的,例如第一行星轮轴14的两个端部分别与第一行星架11和第二行星架21上彼此对应的轴孔焊接固定,此时第一行星轮12可转动地套设在对应的第一行星轮轴14上,例如第一行星轮12可通过轴承而可转动地套装在第一行星轮轴14上。由此,通过第一行星轮轴14可以实现连接第一行星架11和第二行星架21的目的,从而使得第一行星架11和第二行星架21保持同速、同向运动(即第一行星架11和第二行星架21联动),而且采用这种连接方式,第一行星架11和第二行星架21可以很好地对第一行星轮轴14进行支承/固定,防止第一行星轮轴14与单个行星架脱离连接而导致差速器100失效。参见图1和图2所示,第一行星轮12与第一齿圈13啮合,具体可为内啮合形式,即第一行星轮12位于第一齿圈13的内侧并与第一齿圈13上的齿啮合。第一行星轮12优选为多个,并且沿周向等间距分布在第一齿圈13内侧,例如,作为一种优选的实施方式,第一行星轮12可为三个,并且任意相邻的两个第一行星轮12之间间隔角度为 120° 。

[0074] 如图1-图2且结合图6所示,第二行星轮22设置在第二行星架21上,例如,每个第二行星轮22具有一个第二行星轮轴24,如第二行星轮轴24的两个端部可通过轴承而可转动地支承在第一行星架11和第二行星架21上彼此对应的轴孔内,此时第二行星轮22可固定于对

应的第二行星轮轴24上。当然,第二行星轮轴24的两个端部与第一行星架11和第二行星架21也可以是固定连接的,例如第二行星轮轴24的两个端部分别与第一行星架11和第二行星架21上彼此对应的轴孔焊接固定,此时第二行星轮22可转动地套设在对应的第二行星轮轴24上,例如第二行星轮22可通过轴承而可转动地套装在第二行星轮轴24上。由此,通过第二行星轮轴24可以实现连接第一行星架11和第二行星架21的目的,从而使得第一行星架11和第二行星架21保持同速、同向运动,而且采用这种连接方式,第一行星架11和第二行星架21可以很好地对第二行星轮轴24进行支承/固定,防止第二行星轮轴24与单个行星架脱离连接而导致差速器100失效。

[0075] 此外,在本发明的另一些实施例中,为了保持第一行星架11和第二行星架21能够同速、同向运动,不仅可以采用上述通过第一行星轮轴14和/或第二行星轮轴24的方式实现,同时也可以通过中间连接结构6将第一行星架11和第二行星架21直接固定连接,或者同时采用行星轮轴与中间连接结构6连接第一行星架11和第二行星架21,而关于中间连接结构6的具体构造将在下面详细描述。

[0076] 参见图1和图2所示,第二行星轮22与第二齿圈23啮合,具体可为内啮合形式,即第二行星轮22位于第二齿圈23的内侧并与第二齿圈23上的齿啮合。第二行星轮22优选为多个,并且沿周向等间距分布在第二齿圈23内侧,例如,作为一种优选的实施方式,第二行星轮22可为三个,并且任意相邻的两个第二行星轮22之间间隔角度为 120° 。

[0077] 其中,需要说明的是,图4为根据本发明实施例的差速器100的平面原理简图,其中示意性地示出了第一行星轮12与第二行星轮22之间的啮合关系以及第一行星轮12与第一齿圈13、第二行星轮22与第二齿圈23的啮合关系,由于图4为平面图,并且同时示出了上述三种啮合关系,因此各部件的相对位置关系仅是示意性的,并不表示或暗示各部件的实际空间布置位置。

[0078] 在第一行星轮12和第二行星轮22均为多个的实施例中,优选地,多个第一行星轮12和多个第二行星轮22分别对应地啮合。例如,如图1、图2和图5所示,第一行星轮12和第二行星轮22均为三个,则第一个第一行星轮12可与对应的第一个第二行星轮22啮合,第二个第一行星轮12可与对应的第二个第二行星轮22啮合,第三个第一行星轮12可与对应的第三个第二行星轮22啮合,这样存在多组彼此啮合的第一行星轮12和第二行星轮22,在差速器100传输动力时,动力在多组彼此对应啮合的第一行星轮12与第二行星轮22之间传递将更加稳定、可靠。

[0079] 其中,参照图4的实施例,第一行星轮12的公转轴线0与第二行星轮22的公转轴线0重合,并且第一行星轮12与第二行星轮22的公转半径(即行星轮的中心轴线距离公转轴线0的距离)相同。

[0080] 特别地,如图1-图2、图4-图7所示,第一行星轮12与第二行星轮22啮合配合。换言之,对于第一行星轮12而言,其不仅与第一齿圈13啮合,同时还与第二行星轮22啮合,对于第二行星轮22而言,其不仅与第二齿圈23啮合,同时还与第一行星轮12啮合。

[0081] 如图1-图4所示,第一齿圈13和第二齿圈23可以构成差速器100的两个动力输出端,第一行星架11和第二行星架21则对应构成差速器100的动力输入端,例如在本发明的一个实施例中,第一行星架11、第二行星架21与输入部3联动,换言之,输入部3、第一行星架11和第二行星架21的运动状态是相同的(即同速、同向运动)。作为优选的实施方式,输入部3、

第一行星架11和第二行星架21同轴布置。这样外部动力源输出的动力可从输入部3输入,经过差速器100的差速作用后可分别从第一齿圈13和第二齿圈23输出。

[0082] 下面以该差速器100应用于轮间差速为例简单说明差速器100的工作原理,此时第一齿圈13可与左半轴相连,左半轴可与左侧车轮相连,第二齿圈23可与右半轴相连,右半轴可与右侧车轮相连,动力源如发动机和/或电机输出的动力可通过主减速器的减速作用后输出至输入部3,输入部3带动第一行星架11和第二行星架21同步旋转。若此时车辆行驶在平整的路面且没有转弯,左侧车轮和右侧车轮理论上转速相同,此时差速器100不起差速作用,第一行星架11和第二行星架21同速、同向转动,第一齿圈13和第二齿圈23同速、同向转动,第一行星轮12和第二行星轮22只公转、不自转。若此时车辆行驶在不平整的路面或者车辆转弯行驶,左侧车轮和右侧车轮理论上转速不同,第一齿圈13和第二齿圈23的转速也不同,即存在转速差,此时第一行星轮12和第二行星轮22在公转的同时也自转,第一行星轮12和第二行星轮22的自转会使得第一齿圈13和第二齿圈23中的一个增速、另一个减速,增速的齿圈与减速的齿圈的转速差即为左右车轮的转速差,从而实现差速作用。

[0083] 综上,根据本发明实施例的差速器100利用行星差速原理,在结构和连接形式上空间利用率更高,轴向尺寸更小,并且在生产和装配上更具有优势。这样的结构形式不但可以避免锥形齿轮轴向以及径向上的尺寸缺陷,附加地还可以更好地利用主减从动齿轮内部中空的空间,实现更好地空间利用率,极大地方便了差速器100总成的整车布置以及对重量大小的限制,同时也具备了更高的可靠性和更佳的传动效率,有利于提高动力传动链的可靠性和过弯时的动力输出流畅性,这相对于对称式锥齿轮差速器而言更具有实用性。

[0084] 下面对第一行星轮12与第二行星轮22的啮合关系结合具体实施例进行详细描述。

[0085] 参照图1-图2且结合图6-图7,第一行星轮12与第二行星轮22在轴向(图6-图7中左右方向)上部分重叠,也就是说,第一行星轮12与第二行星轮22只有部分重叠,另外的部分错开,第一行星轮12和第二行星轮22重叠的部分可彼此啮合,而错开的部分则可与各自的齿圈啮合。

[0086] 具体地,结合图6和图7所示,第一行星轮12可以包括第一齿部151和第二齿部152,以图7中K2虚线为分界线,第二行星轮22可以包括第三齿部153和第四齿部154,以图7中K1虚线为分界线,第二齿部152和第三齿部153构成重叠部分,即第二齿部152与第三齿部153在轴向上对应重叠且啮合配合,第一齿部151和第四齿部154在轴向上错开并与各自对应的齿圈啮合,即第一齿部151与第一齿圈13啮合,第四齿部154与第二齿圈23啮合。

[0087] 由此,使得差速器100的轴向尺寸更加紧凑,差速器100的体积更加小巧,利于差速器100的安装、布置。

[0088] 根据本发明的一些实施例,第一齿圈13的齿数与第二齿圈23的齿数相等,第一行星轮12的齿数与第二行星轮22的齿数相等。

[0089] 根据本发明的一些实施例,第一行星轮12和第二行星轮22均为圆柱齿轮,相比传统对称式锥齿轮差速器,利用圆柱齿轮的差速器100结构更加紧凑,具体而言,其在结构和连接形式上空间利用率更高,轴向尺寸更小,并且在生产和装配上更具有优势。

[0090] 下面结合具体实施例对第一齿圈13和第二齿圈23的结构进行详细描述。

[0091] 在本发明的一些实施例中,第一齿圈13和第二齿圈23为对称结构,换言之,第一齿圈13和第二齿圈23对称设置,这样能够增加齿圈的通用性,降低成本。

[0092] 具体地,如图1-图2所示,第一齿圈13和第二齿圈23中的每一个均包括:主体平板部161和设置在主体平板部161的外周沿的环形侧壁部162,主体平板部161与环形侧壁部162可以是一体成型部件。环形侧壁部162的内壁面上设置有多个轮齿,主体平板部161与环形侧壁部162之间限定出空腔A1、A2,即第一齿圈13的主体平板部161与环形侧壁部162之间限定出空腔A1,第二齿圈23的主体平板部161与环形侧壁部162之间限定出空腔A2(如图4),第一齿圈13内的空腔A1与第二齿圈23内的空腔A2朝向彼此以构成安装空间A(如图4),其中第一行星架11和第一行星轮12以及第二行星架21和第二行星轮22收纳在安装空间A内,这样使得差速器100的结构相对更加紧凑,占用体积更小,更易于布置,同时第一齿圈13和第二齿圈23充当外部壳体的功用,能够保护收纳在其中的行星架和行星轮,提高寿命。此外,第一齿圈13和第二齿圈23所限定出的安装空间A相对较为封闭,外部杂物不易进入到安装空间A内而影响运动部件,保证了差速器100的稳定工作。

[0093] 下面对输入部3的具体构造结合具体的实施例进行详细描述。

[0094] 根据本发明的一些实施例,输入部3构造为输入端齿轮。进一步,如图1-图3所示,输入端齿轮3构造为环形(该输入端齿轮3的齿形成在外周面上)并且套设在第一齿圈13和第二齿圈23的外表面,可以理解的是,输入端齿轮3的内径尺寸可以大于第一齿圈13和第二齿圈23的外径,这样通过将输入端齿轮3套在第一齿圈13和第二齿圈23的外面,使得位于两个齿圈内部的部件不暴露出来,保护齿圈内部的部件。

[0095] 结合图4所示,第一齿圈13和第二齿圈23在轴向上设置有间隙D,也就是说,第一齿圈13与第二齿圈23在轴向上彼此间隔开,并非紧密贴合。对于本领域技术人员而言,由于第一行星轮12与第二行星轮22的啮合部分的宽度在一定程度上决定了该间隙D的大小(另外,延伸臂部63的厚度也可以决定该间隙D,这将在下面说明,这里先只以两个行星轮22的啮合部分的宽度决定间隙D为例说明),即第一行星轮12与第二行星轮22的啮合部分的宽度可以与该间隙D的最小值相等,因此通过控制第一行星轮12和第二行星轮22啮合部分的宽度,可以间接控制该间隙D的大小,对于本领域技术人员而言,在保证第一行星轮12与第二行星轮22能够稳定传递动力以及第一行星轮12与第二行星轮22的使用寿命的前提下,可将第一行星轮12与第二行星轮22的啮合部分的宽度设置的相对较窄,这样可以有效减少该间隙D,使得差速器100的轴向尺寸更小、更紧凑,易于布置。

[0096] 进一步,输入端齿轮3环绕并遮盖该间隙D。由此,使得安装空间A的封闭性更好,外部杂物更难进入到安装空间A内而影响运动部件,进一步保证了差速器100的稳定工作,同时还能至少在一定程度上节省差速器的轴向空间和径向空间。

[0097] 此外,作为优选的实施方式,输入端齿轮3为主减变速器从动齿轮。由此,可以更好地利用主减从动齿轮内部中空的空间,实现更好地空间利用率,极大地方便了差速器100总成的整车布置以及对重量大小的限制。

[0098] 需要说明的是,上述图4且结合图1-图2的间隙D指的是第一齿圈13的环形侧壁部162和第二齿圈23的环形侧壁部162之间的距离。例如参见图1、图2和图4的实施例,第一齿圈13和第二齿圈23都包括主体平板部161和环形侧壁部162。

[0099] 而在本发明的另一些实施例中,如参见图8和图9的实施例中,第一齿圈13和第二齿圈23中的每一个还进一步包括环形凸缘部163,环形凸缘部163从环形侧壁部162的端面向远离主体平板部161的方向延伸,在图8的实施例中,环形凸缘部163的内径可与环形侧壁

部162的外径大体相等,这样环形凸缘部163在径向上相对于环形侧壁部162向外突出(即第一齿圈13或第二齿圈23的外周面)。而在图9的实施例中,环形凸缘部163外径可与环形侧壁部162的外径大体相等,而环形凸缘部163的内径可以大于环形侧壁部162的内径,也就是说,环形凸缘部163的厚度比环形侧壁部162的厚度要薄一些。

[0100] 但是,需要说明,在图1、图2和图4实施例的齿圈结构中,其两个齿圈之间的间隙D指代两个齿圈的环形侧壁部162之间的间隙。而图8和图9实施例中的齿圈结构,其两个齿圈之间的间隙D指代两个齿圈的环形凸缘部163之间的间隙。

[0101] 对于该间隙D,上面提到两个行星轮的啮合宽度可以在一定程度上决定间隙D的大小,与此同时,延伸臂部63的厚度在一定程度上也决定了间隙D的大小。具体而言,在两个行星轮的啮合宽度与延伸臂部63的厚度相等时,该间隙D的大小可与两个行星轮的啮合宽度或者延伸臂部63的厚度大体相等。而在延伸臂部63的厚度大于两个行星轮的啮合宽度时,该间隙D的大小可与延伸臂部63的厚度大体相等。而在延伸臂部63的厚度小于两个行星轮的啮合宽度时,该间隙D的大小可与两个行星轮的啮合宽度大体相等。

[0102] 下面结合具体的实施例对中间连接结构6进行详细描述。

[0103] 如图1和图2所示,中间连接结构6的作用是用于将第一行星架11、第二行星架21连接至输入部3,使得第一行星架11、第二行星架21与输入部3能够同轴联动。另外,中间连接结构6也可以分别与第一行星架11、第二行星架21固定连接,且所述输入部3固定于中间连接结构6的外表面,同样可以使得第一行星架11、第二行星架21与输入部3能够同轴联动。

[0104] 对于中间连接结构6的具体构造,本发明给出了一种可行的实施方式,当然这并不表示或暗示本发明的中间连接结构6只能采用该实施例中的结构。即,下面实施例中将要介绍的中间连接结构6仅是一种可行的实施方式,并不是对本发明保护范围的一种限制。

[0105] 具体地,参见图1和图2所示,该实施例中的输入部3为环形的输入端齿轮3,中间连接结构6包括第一连接支架61和第二连接支架62,第一连接支架61用于连接第一行星架11与输入部3(即输入端齿轮3),第二连接支架62用于连接第二行星架21与输入部3(即输入端齿轮3),其中第一连接支架61和第二连接支架62的结构可以相同,并且每一个均可包括:中心本体部64以及延伸臂部63(结合图5),其中第一连接支架61的中心本体部和第二连接支架62的中心本体部可以成一体结构,以形成共用的一个中心本体部64,但不限于此。

[0106] 结合图5所示,延伸臂部63为多个且设置在中心本体部64的外周面上,多个延伸臂部63与中心本体部64可以是一体结构,但不限于此。多个延伸臂部63以中心本体部64为中心且大体呈放射状分布,在图5的示例中,延伸臂部63为三个且等间距分布。延伸臂部63用于与输入部3相连,具体地,延伸臂部63的外端可延伸至输入部3例如环形的主减速器从动齿轮的内周面处并与其内周面固定。

[0107] 每一组对应啮合的第一行星轮12和第二行星轮22位于相邻的两个延伸臂部63之间,如在图5的示例中,延伸臂部63为三个,该三个延伸臂部63限定出三个容纳腔(每相邻的两个延伸臂部63与输入端齿轮3的内周面限定出一个容纳腔),每个容纳腔内均可以设置一对啮合的第一行星轮12和第二行星轮22,这样使得差速器100的整体结构更加紧凑,同时使得差速器100的重心更接近或位于中心位置,大大改善了差速器100高速运转时由于偏心或偏心较大造成差速器100运行不稳定、寿命低等情况。

[0108] 在进一步实施例中,如图3和图4所示,第一齿圈13可以同轴地连接有第一输出轴

41,第二齿圈23可以同轴地连接有第二输出轴42。如图2和图4所示,同时第一行星架11同轴地连接有第一行星架轴111,第二行星架21同轴地连接有第二行星架轴211,第一输出轴41可以是空心轴且可同轴地套在第一行星架轴111上,第二输出轴42同样可为空心轴且同轴地套设在第二行星架轴211上。其中,第一行星架轴111与第一连接支架61的中心本体部64同轴固定,第二行星架轴211可与第二连接支架62的中心本体部64同轴固定,但不限于此。

[0109] 此外,作为可选的实施方式,第一齿圈13和第二齿圈23的径向尺寸相同,且第一齿圈13和第二齿圈23中的每一个均可以是一体成型部件。

[0110] 上面已详细介绍根据本发明实施例的差速器100,下面将对动力驱动系统1000的其余结构进行详细说明。

[0111] 参照图10-图15所示,变速器104可以包括多个输入轴101、102和动力输出轴103。在一些实施例中,变速器104的动力输出轴103可以是一个,但不限于此。动力输出轴103设置成与输入部3联动,例如动力输出轴103上设置有动力输出轴输出齿轮110,动力输出轴输出齿轮110与输入部3啮合传动。作为优选的实施方式,动力输出轴输出齿轮110与输入部3构成主减速器,其中动力输出轴输出齿轮110构造为主减速器主动齿轮,输入部3则对应构造为主减速器从动齿轮。这样,使得动力驱动系统1000结构更加紧凑,而且差速器100内置在主减速器从动齿轮内部,可以使差速器100更好地利用该内部空间,方便整个动力驱动系统1000的布置。

[0112] 多个输入轴101、102中的其中一个输入轴设置成可选择性地与动力输出轴103联动,换言之,如图10和图11所示,该其中一个输入轴如第一输入轴101(图12中为第二输入轴102)能够与动力输出轴103进行联动,同时该其中一个输入轴如第一输入轴101也能与动力输出轴103断开。对于其余的输入轴,则均设置成与动力输出轴103联动,即这些输入轴动作则动力输出轴103也跟随动作、或者动力输出轴103动作则这些输入轴也随之动作。

[0113] 如图10和图11所示,第三电动发电机401设置成与该其中一个输入轴如第一输入轴101联动,即和第三电动发电机401进行联动的输入轴101为与动力输出轴103选择性联动的输入轴101。在进一步实施例中,动力输出轴103上空套设置有空套从动齿轮108,空套从动齿轮108与上述的其中一个输入轴联动,同步器109设置成用于同步动力输出轴103与空套从动齿轮108。可以理解的是,在同步器109处于接合状态时,同步器109同步空套从动齿轮108和动力输出轴103,这样来自第三电动发电机401的动力能够在同步器109的接合作用下从动力输出轴103输出至差速器100,而在同步器109处于断开状态时,第三电动发电机401相当于与动力输出轴103断开。由此,同步器109充当第三电动发电机401的动力开关,能够控制第三电动发电机401动力的输出与断开。

[0114] 作为一种可选的实施方式,同步器109设置在动力输出轴103上且用于接合空套从动齿轮108。由此,结构简单,易于实现。

[0115] 对于其余输入轴与动力输出轴103的传动方式,可以通过齿轮传动方式实现。例如,动力输出轴103上固定设置有固定从动齿轮107,固定从动齿轮107与其余的输入轴联动,即除去上述图10实施例中的输入轴101或者图11实施例中的输入轴102。

[0116] 例如参见图10和图11的具体实施例,动力输出轴103上同时固定设置有固定从动齿轮107,且空套有空套从动齿轮108,而输入轴上对应地固定设置有固定主动齿轮105、106,空套从动齿轮108和固定从动齿轮107分别与对应的固定主动齿轮啮合。如,空套从动

齿轮108与固定从动齿轮107的总数之和与固定主动齿轮的数量相同。

[0117] 参见图10和图11的示例,空套从动齿轮108和固定从动齿轮107的数量均为一个,对应地,固定主动齿轮的数量为两个,空套从动齿轮108与一个固定主动齿轮啮合构成一对齿轮副,固定从动齿轮107与另一个固定主动齿轮啮合构成另一对齿轮副,可以理解,该两对齿轮副的传动速比不同,因此该实施例中的变速器104具有两个不同速比的传动挡位,这样动力驱动系统1000的结构相对简单、紧凑,并且也能够满足车辆正常行驶对传动速比的要求。

[0118] 如图10-图15所示,多个输入轴包括第一输入轴101和第二输入轴102,第一输入轴101可以是实心轴,第二输入轴102可以是空心轴,第二输入轴102套设在第一输入轴101上,如第二输入轴102同轴地套在第一输入轴101上,第一输入轴101的轴向长度大于第二输入轴102的轴向长度,第一输入轴101的一端如右端可从第二输入轴102内部延伸出。

[0119] 每个输入轴可以只固定设置有一个固定主动齿轮,也就是说,固定主动齿轮包括第一固定主动齿轮106和第二固定主动齿轮105,第一固定主动齿轮106固定设置在第一输入轴101上,第二固定主动齿轮105固定设置在第二输入轴102上。

[0120] 在图10-图11、图13-图16的示例中,空套从动齿轮108与第一固定主动齿轮106啮合,固定从动齿轮107与第二固定主动齿轮105啮合,同时第三电动发电机401与第一输入轴101联动,如第三电动发电机401通过齿轮结构与第一固定主动齿轮106联动,具体可为第三电动发电机401通过齿轮402、齿轮403与第一固定主动齿轮106传动,通过合理地设计上述齿轮的齿数可以获得第三电动发电机401所需的传动速比。

[0121] 而在图12的示例中,空套从动齿轮108与第二固定主动齿轮105啮合,固定从动齿轮107与第一固定主动齿轮106啮合,同时第三电动发电机401与第二输入轴102联动,如第三电动发电机401通过齿轮结构与第二固定主动齿轮105联动,具体可为第三电动发电机401通过齿轮402、齿轮403、齿轮404、齿轮405与第二固定主动齿轮105传动,其中齿轮404和齿轮405可以固定在同一轴406上,通过合理地设计上述齿轮的齿数可以获得第三电动发电机401所需的传动速比。

[0122] 进一步,动力驱动系统1000还可以包括发动机301,发动机301设置成可选择性地与多个输入轴中的至少一个接合,具体地,输入轴是两个,并且发动机301与两个输入轴之间设置有双离合器204。双离合器204包括:第一接合部分201、第二接合部分202和第三接合部分203,其中第一接合部分201和第二接合部分202可以是双离合器204的两个从动盘,第三接合部分203可以是双离合器204的壳体,两个从动盘中的至少一个可选择性地接合壳体,也就是说,第一接合部分201和第二接合部分202中的至少一个可以选择性地接合第三接合部分203。当然,两个从动盘也可以与壳体全部断开,即第一接合部分201和第二接合部分202均与第三接合部分203处于断开状态。

[0123] 参见图10-图16,发动机301与第三接合部分203相连,第一输入轴101与第一接合部分201相连,第二输入轴102与第二接合部分202相连。这样,发动机301产生的动力可通过双离合器204而选择性地输出至第一输入轴101、第二输入轴102。

[0124] 参见图10-图16且结合图1-图9所示,第一电动发电机501与第一齿圈13联动,第二电动发电机503与第二齿圈23联动。进一步,第一齿圈13的外周面上设置有第一外齿505,第一外齿505可一体地形成在第一齿圈13的外周面上。第二齿圈23的外周面上设置有第二外

齿506,第二外齿506可一体地形成在第二齿圈23的外周面上。第一电动发电机501是与第一外齿505联动的,第二电动发电机503是与第二外齿506联动。

[0125] 更进一步,第一电动发电机501的电机轴上可设置有齿轮502,齿轮502与第一外齿505啮合,第二电动发电机503的电机轴上可设置有齿轮504,齿轮504与第二外齿506啮合。但是,可以理解的是,第一电动发电机501与第一齿圈13以及第二电动发电机503与第二齿圈23的联动方式并不限于这里描述的方式。

[0126] 参见图10-图16所示,第一电动发电机501和第二电动发电机503关于差速器100左右对称分布,这样可以使得动力驱动系统100的重心处在中心位置或更靠近中心位置。

[0127] 参见图17-图18的实施例,该实施例中的动力驱动系统1000与图10-图16实施例中的动力驱动系统1000的一个主要区别在于:输入轴的数量。该一些实施例中,输入轴包括第一输入轴101、第二输入轴102和第三输入轴1003,第三输入轴1003可以是空心轴且套设在第二输入轴102上,第二输入轴102也可以是空心轴且套设在第一输入轴101上,三个输入轴可以是同轴布置的。发动机301与第一输入轴101、第二输入轴102和第三输入轴1003之间通过三离合器205相连,具体而言,三离合器205具有第一从动盘206、第二从动盘207、第三从动盘208和壳体209,壳体209可选择性地与第一从动盘206、第二从动盘207、第三从动盘208中的至少一个接合,第一输入轴101与第一从动盘206连接,第二输入轴102与第二从动盘207连接,第三输入轴1003与第三从动盘208连接,发动机301与壳体209连接。图17的实施例中,第一从动盘206、第二从动盘207、第三从动盘208沿轴向分布,图18的实施例中,第一从动盘206、第二从动盘207、第三从动盘208沿径向分布。

[0128] 下面结合图11简单描述根据本发明实施例的动力驱动系统1000的典型工况。

[0129] 低速纯电动:双离合器204全部断开,同步器109断开,第一电动发电机501和第二电动发电机503以电动机方式工作对外直接输出动力。该模式下动力传递路径较短,传动能量损失小,适合城市拥堵路况。

[0130] 高速纯电动:双离合器204全部断开,同步器109处于接合状态,第一电动发电机501、第二电动发电机503和第三电动发电机401全部工作对外输出动力。

[0131] 发动机低速挡:第一接合部分201与第三接合部分203接合,第二接合部分202与第三接合部分203断开,同步器109处于接合状态,此时发动机301产生的动力通过第一输入轴101、动力输出轴103后输出至差速器100,由差速器100将动力分配给两侧的驱动轮。

[0132] 发动机高速挡:第二接合部分202与第三接合部分203接合,第一接合部分201与第三接合部分203断开,同步器109处于断开状态,此时发动机301产生的动力通过第二输入轴102、动力输出轴103后输出至差速器100,由差速器100将动力分配给两侧的驱动轮。

[0133] 驻车发电:第一接合部分201与第三接合部分203接合,第二接合部分202与第三接合部分203断开,同步器109处于断开状态,此时发动机301产生的动力通过第一输入轴101输出至第三电动发电机401,驱动第三电动发电机401作为电动机进行发电,实现驻车发电功能。

[0134] 制动能量回收:同步器109可处于断开状态,此时第一电动发电机501和第二电动发电机503回收制动能量。或者同步器109处于接合状态,此时第一电动发电机501、第二电动发电机503和第三电动发电机401全部回收制动能量。

[0135] 行车发电:发动机301可通过双离合器204的不同接合状态以及同步器109的接合/

断开状态,而选择性带动第一电动发电机501和第二电动发电机503发电、或者带动第三电动发电机401发电,当然也可同时带动三个电机发电,与此同时,发动机301还对外输出动力,驱动车辆行驶。

[0136] 增程模式:第一接合部分201接合第三接合部分203,第二接合部分202与第三接合部分203断开,发动机301输出动力带动第三电动发电机401发电,同时第一电动发电机501和第二电动发电机503作为电动机输出动力驱动车辆行驶。

[0137] 图10实施例与图11实施例的主要区别在于省掉了第三电动发电机401,对于其余构造部分则保持一致,这里不再赘述。

[0138] 图12实施例与图11实施例的主要区别在于,图12实施例中的第三电动发电机401与第二输入轴102联动,对于其余构造部分则保持一致,这里不再赘述。

[0139] 对于图13-图16的实施例,与图11实施例相比,区别在于增加了后驱差速锁。

[0140] 参照图13-图16并结合图1-图9所示,第一齿圈13与左前轮910a联动,如第一齿圈13与左前轮910a同轴相连,第二齿圈23与右前轮910b联动,如第二齿圈23与右前轮910b同轴相连。第四电动发电机901通过齿轮结构与左后轮910c联动,如第四电动发电机901通过齿轮W1、W2、W3、W4与左后轮910c联动,齿轮W1与第四电动发电机901同轴相连,齿轮W1与齿轮W2啮合,齿轮W2与齿轮W3同轴相连,齿轮W3与齿轮W4啮合,齿轮W4可固定设置于左半轴904上,左半轴904上设置有左后轮910c。类似地,第五电动发电机902通过齿轮结构与右后轮910d联动,如第五电动发电机902通过齿轮X1、X2、X3、X4与右后轮910d联动,齿轮X1与第五电动发电机902同轴相连,齿轮X1与齿轮X2啮合,齿轮X2与齿轮X3同轴相连,齿轮X3与齿轮X4啮合,齿轮X4可固定设置于右半轴905上,右半轴905上设置有右后轮910d。

[0141] 在图13的示例中,防滑同步器903设置成用于同步齿轮W4与齿轮X4,例如防滑同步器903设置在齿轮W4上且用于接合齿轮X4。在图14的示例中,防滑同步器903设置成用于同步齿轮W1与齿轮X1,例如防滑同步器903设置在齿轮W1上且用于接合齿轮X1。在图15的示例中,防滑同步器903设置成用于同步齿轮W2与齿轮X2,例如防滑同步器903设置在齿轮W2上且用于接合齿轮X2。

[0142] 在图16的示例中,防滑同步器903设置成用于同步左半轴904与右半轴905,如防滑同步器903设置在左半轴904上且用于接合右半轴905,该实施例中第四电动发电机901和第五电动发电机902均为轮边电机。

[0143] 综上,防滑同步器903设置成可选择性地同步左后轮910c和右后轮910d,换言之,在防滑同步器903处于接合状态时,左后轮910c和右后轮910d将同步旋转,即同速、同向旋转,此时左后轮910c和右后轮910d不会差速转动。而在防滑同步器903处于断开状态时,第四电动发电机901可单独驱动左后轮910c,第五电动发电机902可单独驱动右后轮910d,两个后轮相互独立、互不干涉,从而实现车轮的差速转动功能。

[0144] 此外,对于上述各实施例中描述的技术方案和/或技术特征,在不相互冲突、不相互矛盾的情况下,本领域技术人员能够将上述实施例中的技术方案和/或技术特征进行相互组合,组合后的技术方案可以是两个或两个以上技术方案的叠加、两个或两个以上技术特征的叠加或者两个或两个以上的技术方案与技术特征的叠加,由此能够实现各技术方案和/或技术特征彼此在功能上的相互作用和支持,并且组合后的方案具有更优越的技术效果。

[0145] 例如,本领域技术人员可将第一行星轮12与第二行星轮22部分重叠的方案与第一行星架11和第二行星架21为板状结构的方案组合,这样可以有效减少差速器100的轴向尺寸,从而使差速器100的体积更小。

[0146] 又如,本领域技术人员可将第一行星轮12与第二行星轮22部分重叠的方案与行星轮以及行星架收纳在安装空间内的方案组合,这样不仅可以有效减少差速器100的轴向尺寸,而且还能使行星轮和行星架隐藏在安装空间内而避免暴露在外面受损,从而增加了使用寿命,降低了维护成本。

[0147] 再如,本领域技术人员可将第一行星轮12的公转轴线与第二行星轮22的公转轴线重合的方案与第一行星轮12的公转半径与第二行星轮22的公转半径相同的方案组合,这样使得差速器100的结构更加紧凑、占用体积更小、更便于布置。

[0148] 再如,本领域技术人员可将输入部3构造为环形输入端齿轮且套在第一齿圈13和第二齿圈23的外周面的方案与输入端齿轮3为主减速器从动齿轮的方案进行组合,由此差速器100可以更好地利用主减从动齿轮内部中空的空间,实现更好地空间利用率,极大地方便了差速器总成的整车布置以及对重量大小的限制,而且通过将输入部3直接设置为环形的主减速器从动齿轮,不用单独再设置主减速器从动齿轮,由此不仅可以减少整个动力驱动系统的零部件,降低成本,而且还使差速器100的结构更加的紧凑、小巧。

[0149] 再如,本领域技术人员可将输入部3构造为环形输入端齿轮与输入端齿轮3环绕并遮盖间隙的方案组合,这样一方面使得差速器100的结构相对紧凑,而且通过输入端齿轮3遮盖间隙,还能使两行星轮系的壳体限定出的安装空间相对更加密闭,充分保护安装空间内部的部件,提高其使用寿命。

[0150] 当然,应当理解的是,上述的示例说明仅是示意性的,对于技术方案和/或技术特征的组合,本领域技术人员能够在不冲突的情况下进行自由组合,并且组合后的方案具备更优越的技术效果,本发明仅作了上述多个示例的简单说明,在此不再一一穷举。

[0151] 另外,可以理解的是,上述组合后的技术方案同样落入本发明的保护范围之内。

[0152] 整体而言,根据本发明实施例的差速器100,能够有效节省空间,且降低了重量,具体而言,这种行星齿轮式差速器100相比传统锥齿轮式差速器而言,重量可以减少大约30%,同时轴向尺寸大约减少70%,不仅能够降低轴承的摩擦力,而且能够实现左右车轮的扭矩分配,使差速器100的载荷分布更加合理,差速器100刚性更好,此外由于采用圆柱齿轮,传动效率也得到一定提高,例如6级精度和7级精度的传统圆锥齿轮传动效率约为0.97~0.98,而6级精度和7级精度的圆柱齿轮传动效率约为0.98~0.99,此外采用圆柱齿轮,还降低了差速器100的工作噪音,同时降低了发热量,大大提高了差速器100的寿命。简言之,根据本发明实施例的差速器100具有轻量化、小尺寸、成本低、传动效率高、噪音低、发热小、寿命高等诸多优点。

[0153] 同时,由于根据本发明实施例的差速器100可以省去太阳轮,而省去太阳轮可以具有如下优点:

[0154] 从力学上分析,取消太阳轮而是利用齿圈实现差速,因为齿圈的齿数相比太阳轮可以设置的更多,同时节圆较大(节圆指的是齿轮啮合传动时在节点处相切的一对圆),从而可以更均衡的分布载荷和承受力矩,这对差速器100的寿命的提高是有好处的。同时没有太阳轮,可以更好的实现差速器100的润滑和冷却,也就是说,由于取消了太阳轮,因此行星

轮里面可以形成空腔,而齿圈与行星轮啮合是属于内啮合的关系(太阳轮与行星轮属于外啮合),齿圈内可以储藏润滑油,由此冷却和润滑效果会大大提高。另外,由于取消太阳轮,减少了零部件,降低了差速器100的质量和成本,使差速器100变得更加小型化、轻量化。

[0155] 而对于具有根据本发明实施例的差速器100的动力驱动系统1000而言,其主要在空间上以及驱动方式上具有较明显的优势,以空间优势为例,该动力驱动系统1000特别适用于新能源车辆,由于新能源车辆的动力总成一般布置在发动机舱内,动力总成不仅具有变速器、发动机、同时还具有至少一个电机,由于发动机舱空间有限,因此采用根据本发明实施例的紧凑型差速器100能够在空间上获得优势,更加便于布置。又如,以驱动方式上的优势为例,由于根据本发明实施例的差速器100的轴向尺寸大大减少,因此轴向空间更好布置,而且差速器100具有两个齿圈作为动力输出端可以更好地实现与两个电机的动力连接(如上面介绍的通过齿圈的外齿连接电机),而这在传统圆锥差速器上是难以实现的。

[0156] 下面简单描述根据本发明实施例的车辆10000,如图19所示,该车辆10000包括上述实施例中的动力驱动系统1000,该动力驱动系统1000可以用于前驱,当然也可以用于后驱,本发明对此不作特殊限定。应当理解的是,根据本发明实施例的车辆10000的其它构造例如制动系统、行驶系统、转向系统等均已为现有技术,且为本领域技术人员所熟知,因此这里不再一一赘述。

[0157] 在本说明书的描述中,参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、“示例”、“具体示例”、或“一些示例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或者特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本说明书中,对上述术语的示意性表述不必针对的是相同的实施例或示例。而且,描述的具体特征、结构、材料或者特点可以在任何一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。此外,本领域的技术人员可以将本说明书中描述的不同实施例或示例进行接合和组合。

[0158] 尽管上面已经示出和描述了本发明的实施例,可以理解的是,上述实施例是示例性的,不能理解为对本发明的限制,本领域的普通技术人员在本发明的范围内可以对上述实施例进行变化、修改、替换和变型。

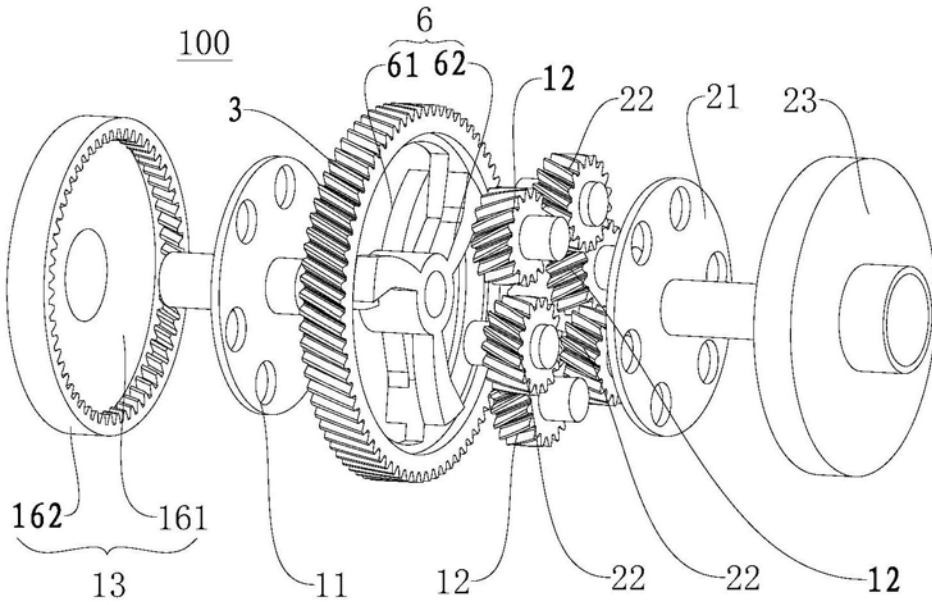


图1

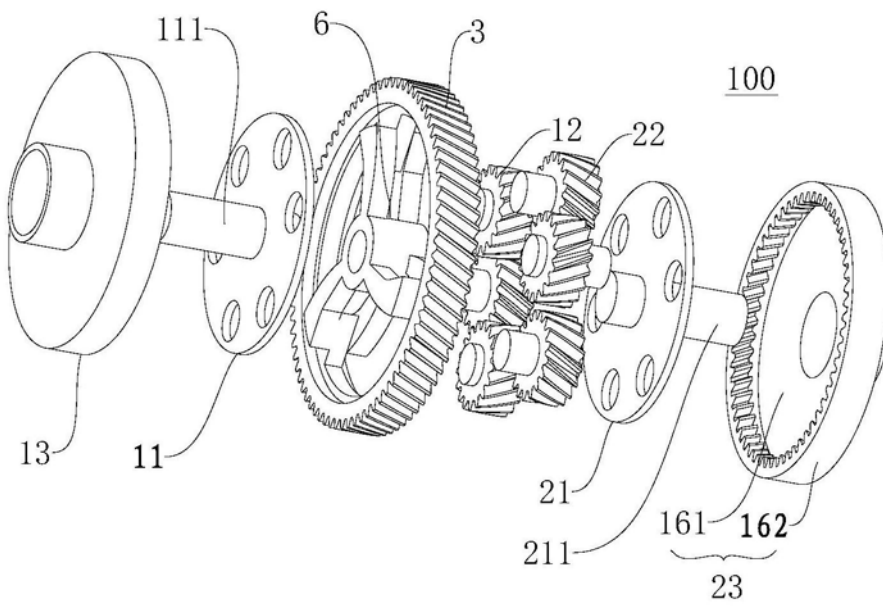


图2

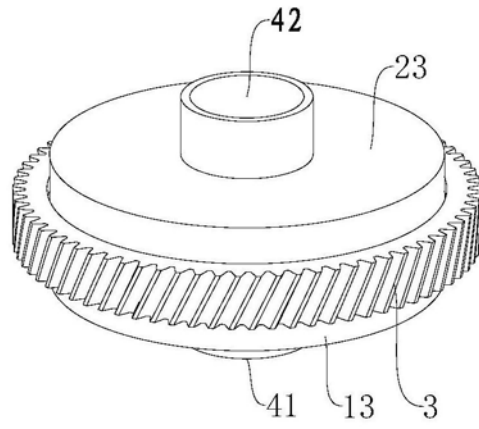


图3

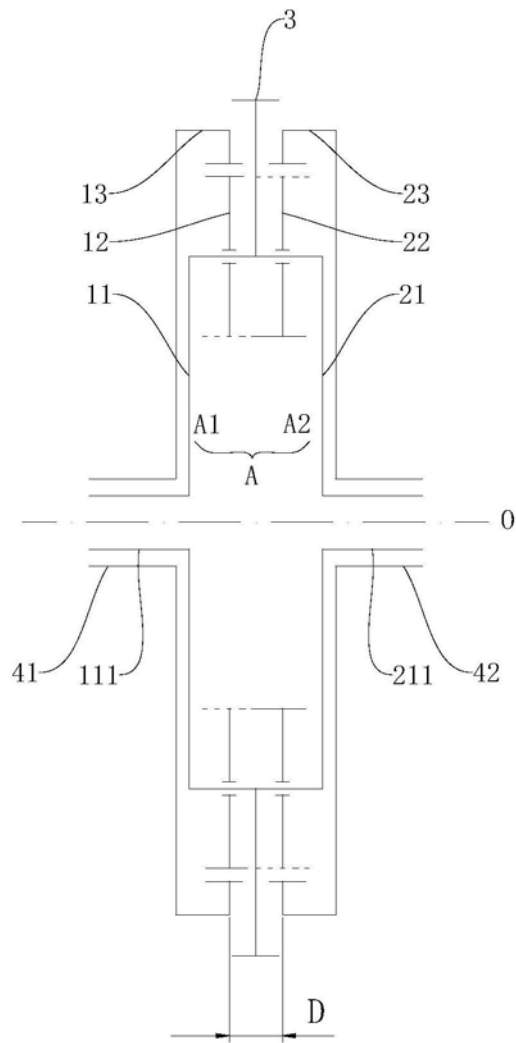


图4

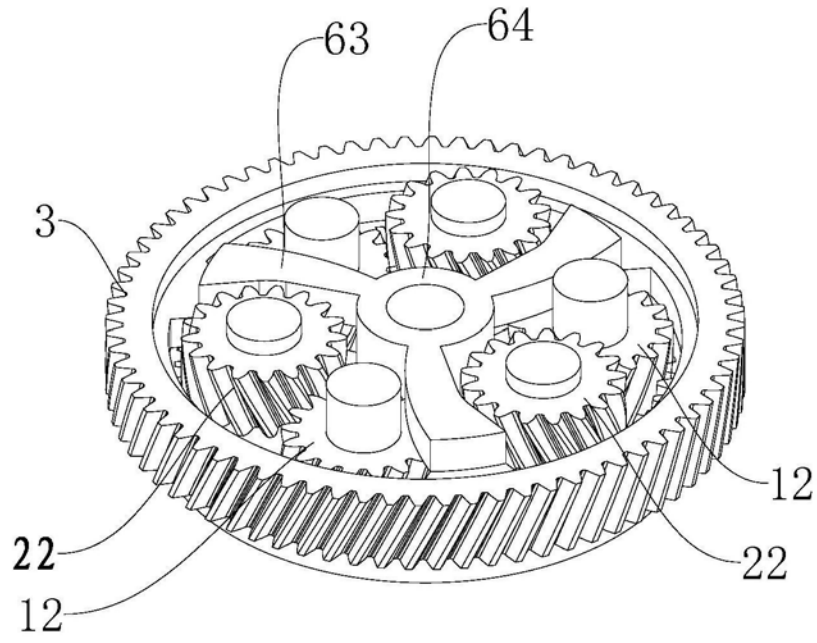


图5

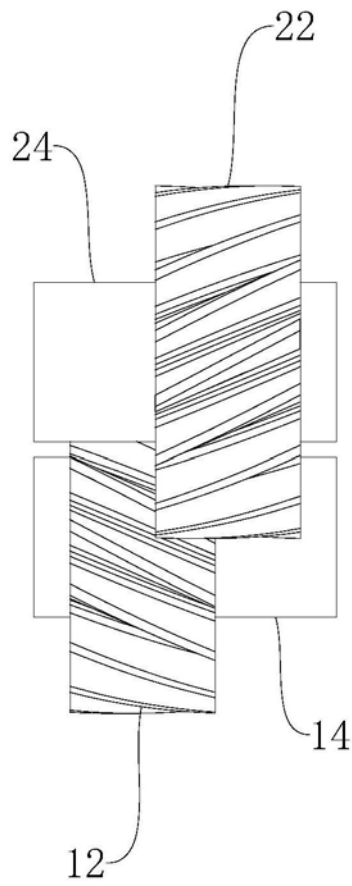


图6

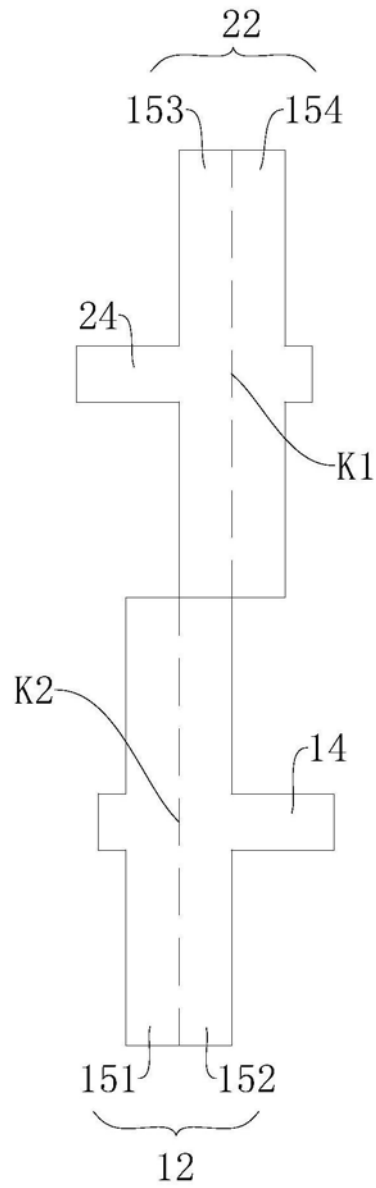


图7

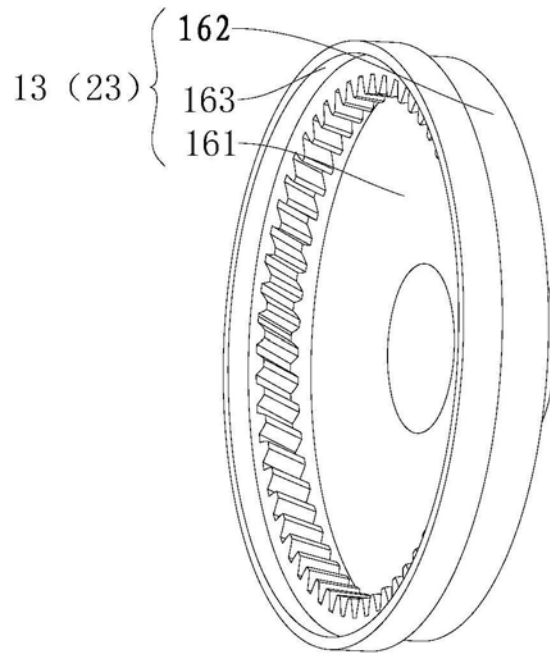


图8

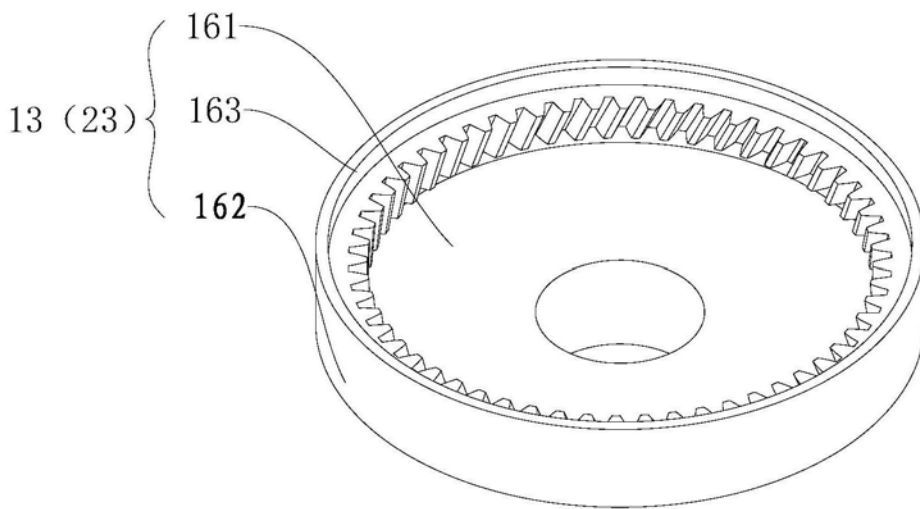


图9

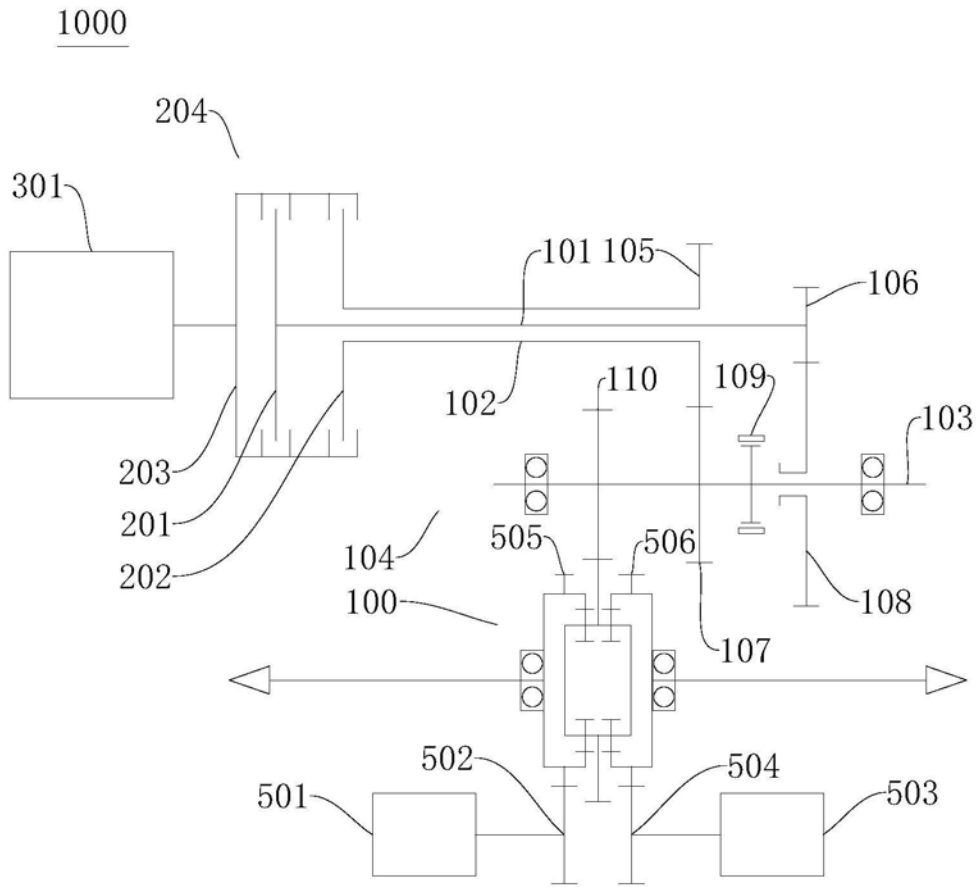


图10

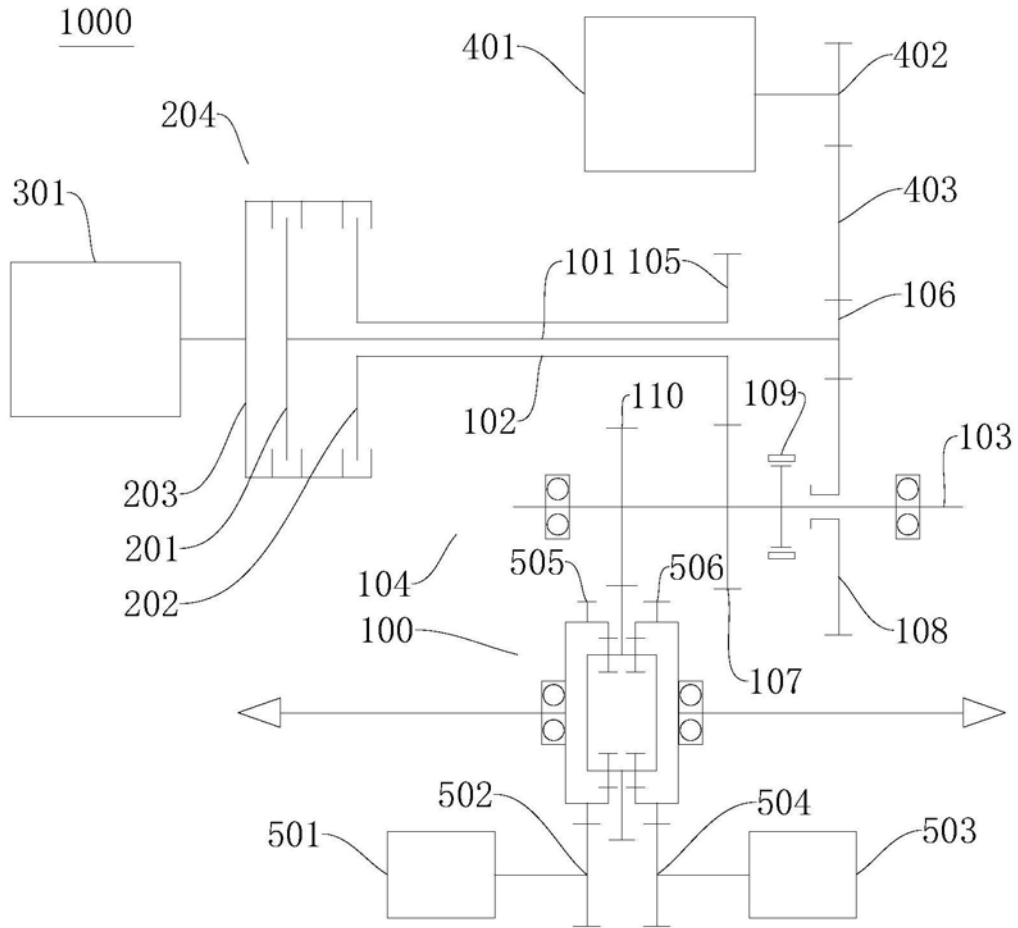


图11

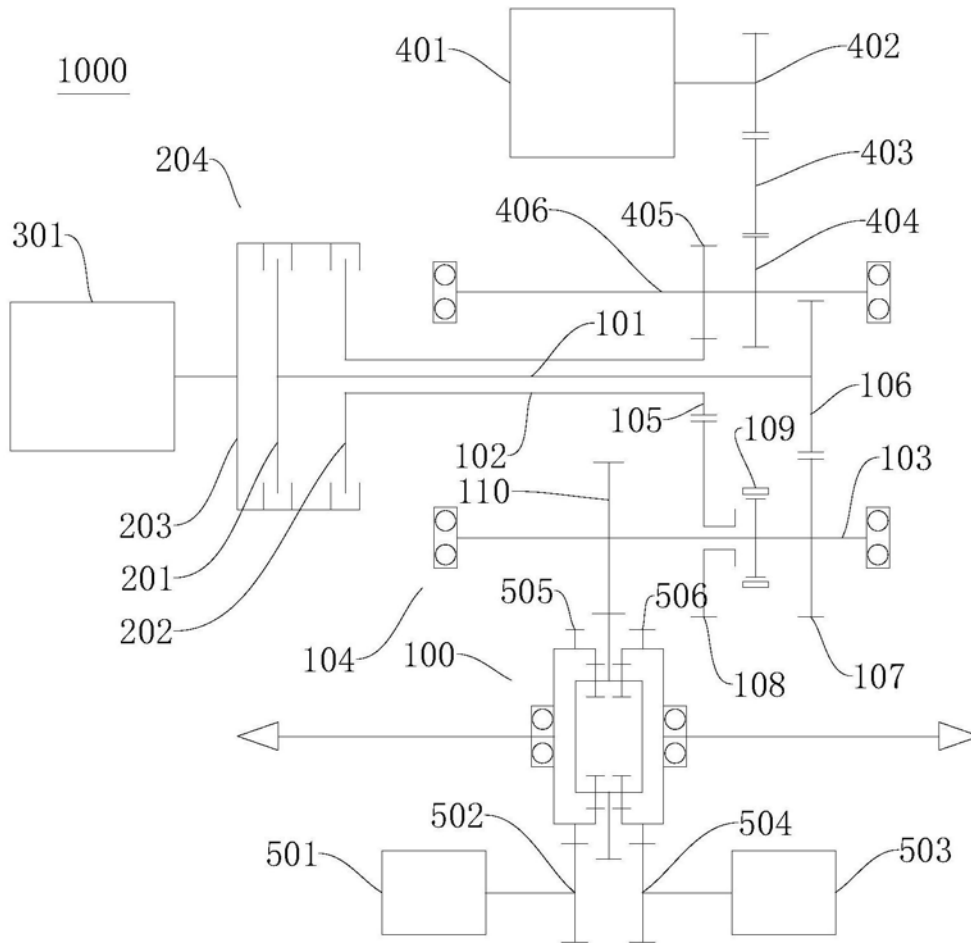


图12

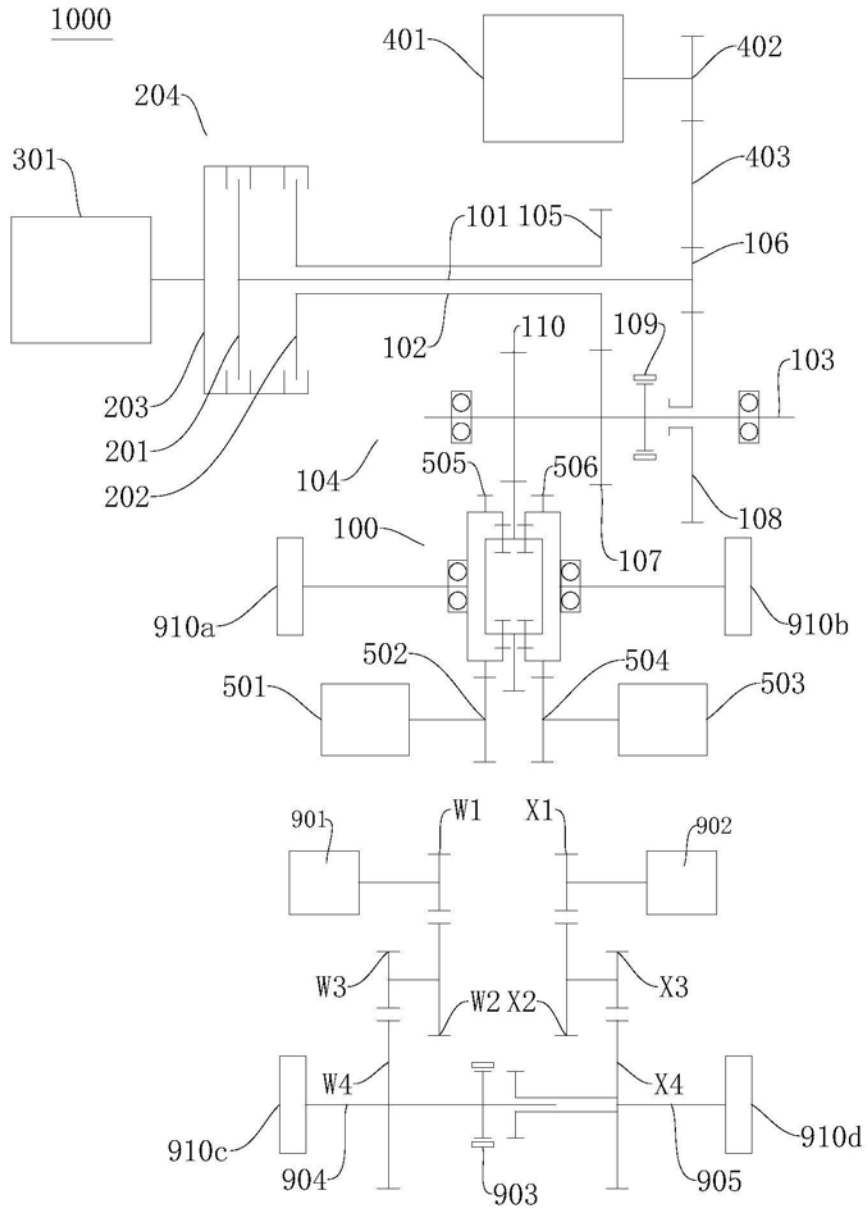


图13

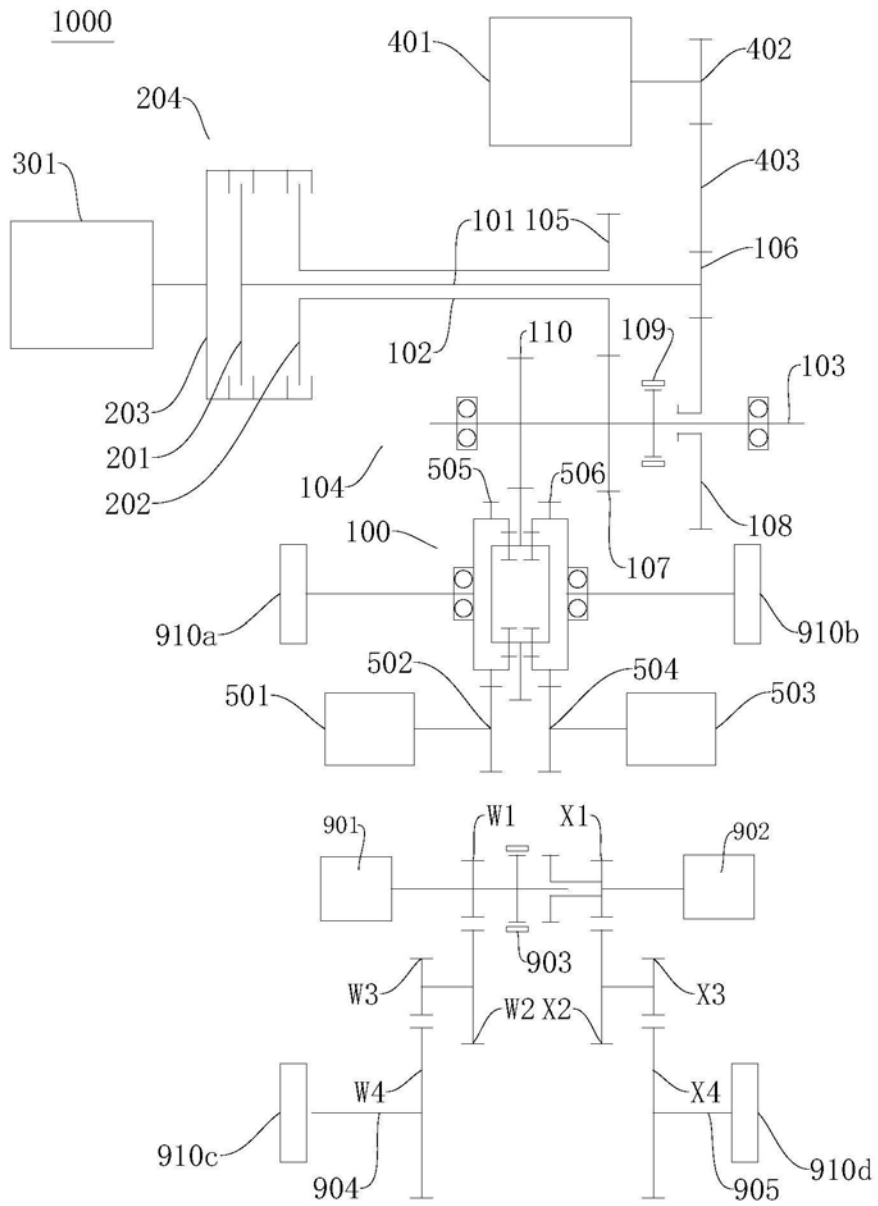


图14

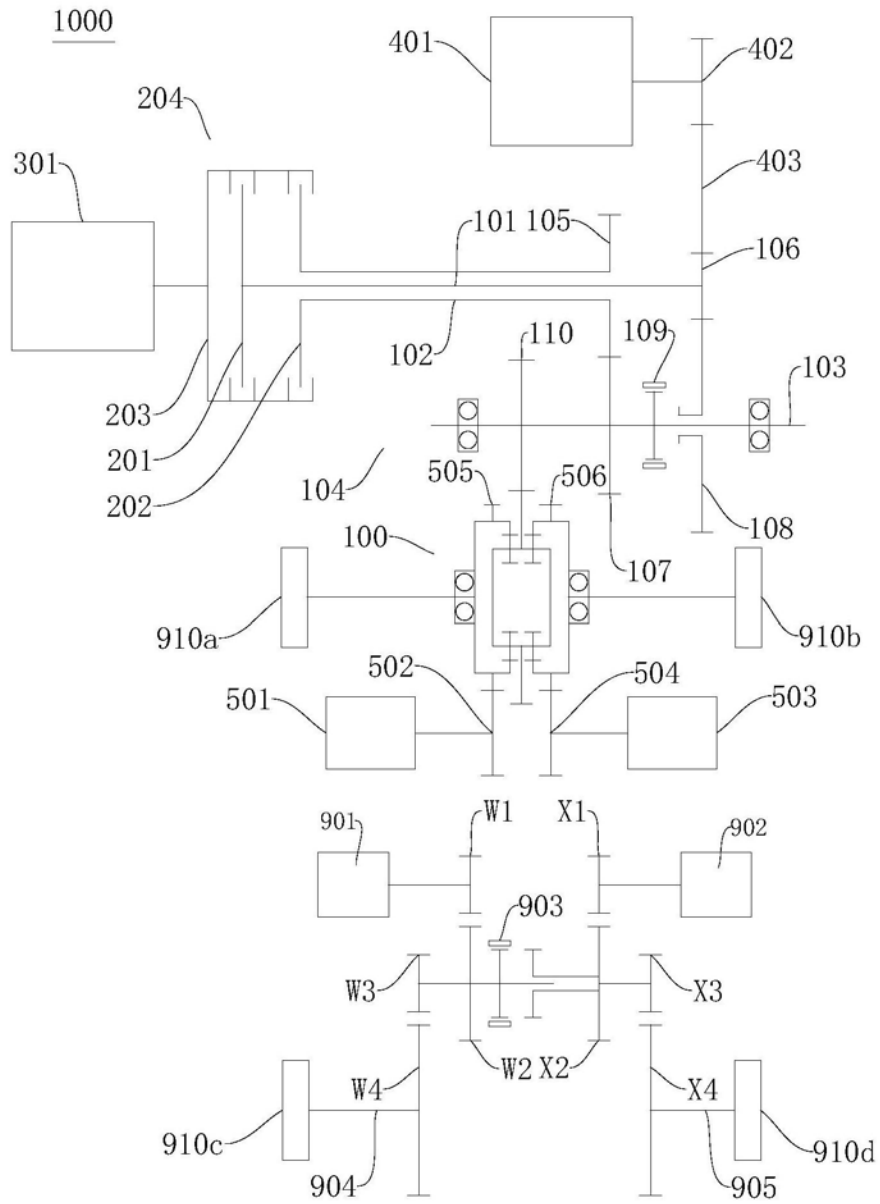


图15

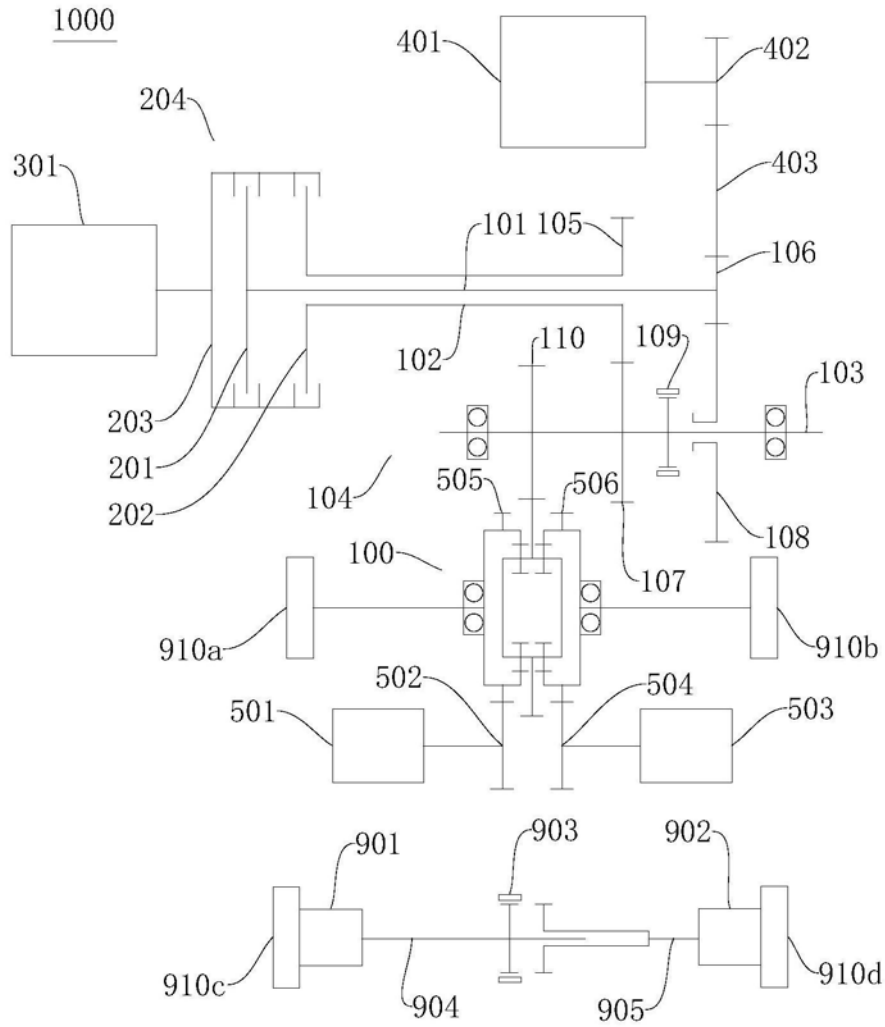


图16

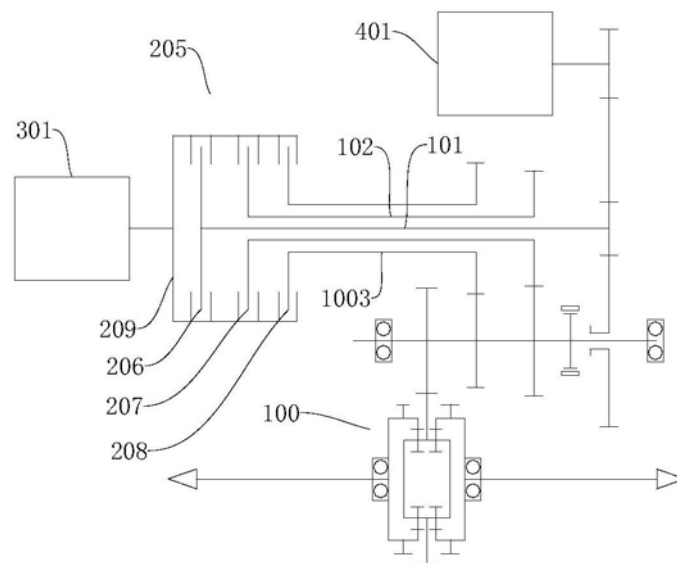


图17

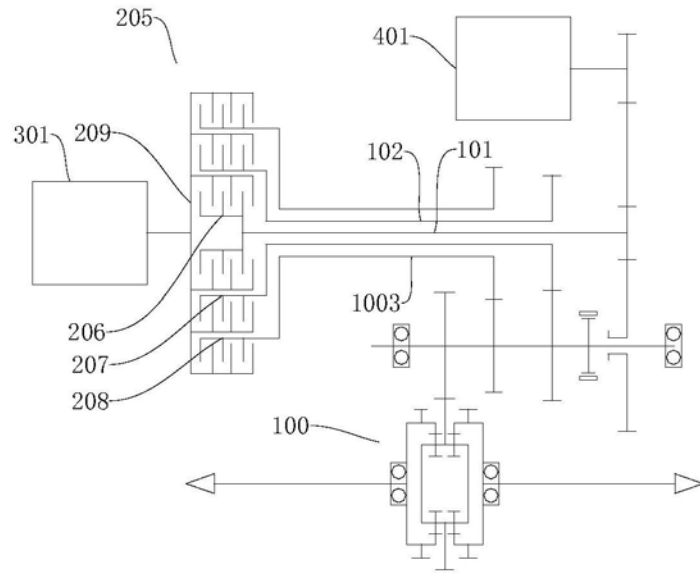


图18

10000

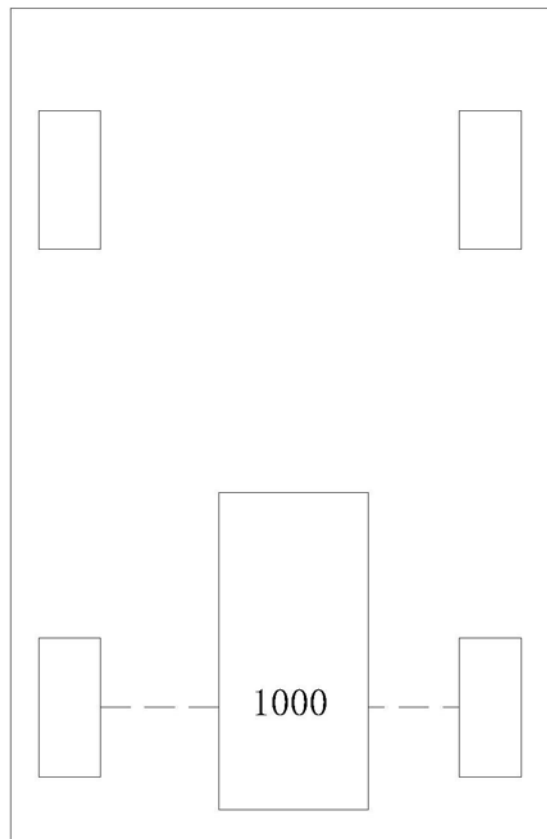


图19